

DIALOG(R)File 347:JAPIO  
(c) 1999 JPO & JAPIO. All rts. reserv.

05222232    \*\*Image available\*\*  
HYDRAULIC PISTON PUMP MOTOR

PUB. NO.:        08-177732 [J P 8177732 A]  
PUBLISHED:      July 12, 1996 (19960712)  
INVENTOR(s):    UMEDA TOKIHIKO  
                 KAWABATA SACHIO  
APPLICANT(s):   KAWASAKI HEAVY IND LTD [000097] (A Japanese Company or  
                 Corporation), JP (Japan)  
APPL. NO.:      06-325539 [JP 94325539]  
FILED:          December 27, 1994 (19941227)  
INTL CLASS:     [6] F04B-023/06  
JAPIO CLASS:    24.1 (CHEMICAL ENGINEERING -- Fluid Transportation); 21.9  
                 (ENGINES & TURBINES, PRIME MOVERS -- Other); 27.1  
                 (CONSTRUCTION -- Earth Work); 32.9 (POLLUTION CONTROL --  
                 Other)

#### ABSTRACT

PURPOSE: To sufficiently enable use even if a vibration control material is not used by attaining vibration reduction and noise reduction of a hydraulic piston pump motor itself.

CONSTITUTION: In a hydraulic pump 20, a pair of front pump 21a and rear pump 21b are opposed to each other, and rotary shafts are connected to each other by a pump joint 31 so as to mutually negate vibrations generated according to phases of reciprocating motion of respective pistons. The front pump 21a and the rear pump 21b are variable delivery pumps which have the same constitution and whose swash plate 23a inclines to a driving shaft 22 and inclination is controlled by a servo piston 27a constituting a regulator. Since vibration and a noise generated by the hydraulic pump 20 itself are reduced, they can be directly installed on a bracket 32.

**Best Available Copy**

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平8-177732

(43) 公開日 平成8年(1996)7月12日

(51) Int.Cl.<sup>6</sup>

識別記号

庁内整理番号

F I

技術表示箇所

F 0 4 B 23/06

審査請求 未請求 請求項の数 2 O L (全 6 頁)

(21) 出願番号 特願平6-325539

(22) 出願日 平成6年(1994)12月27日

(71) 出願人 000000974

川崎重工業株式会社

兵庫県神戸市中央区東川崎町3丁目1番1号

(72) 発明者 梅田 時彦

兵庫県神戸市西区榎谷町松本234番地 川崎重工業株式会社西神戸工場内

(72) 発明者 川端 左千夫

兵庫県神戸市西区榎谷町松本234番地 川崎重工業株式会社西神戸工場内

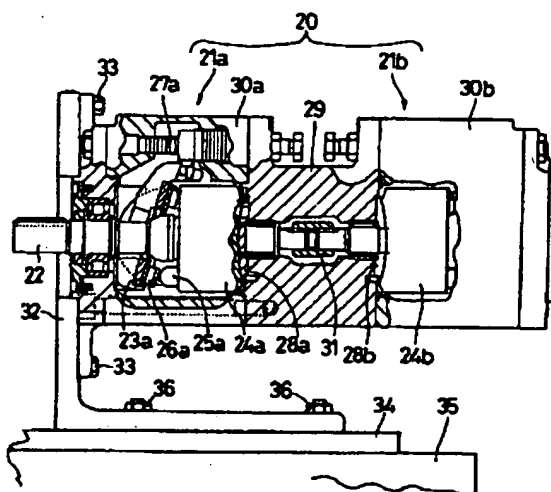
(74) 代理人 弁理士 西教 圭一郎 (外2名)

(54) 【発明の名称】 油圧ピストンポンプモータ

(57) 【要約】

【目的】 油圧ピストンポンプモータ自体の低振動化および低騒音化を図り、防振材を使わないでも充分に使用可能とする。

【構成】 油圧ポンプ20は、一対のフロントポンプ21aおよびリアポンプ21bを対向させ、各々のピストン25の往復運動の位相を合わせて発生する振動が相互に打消す合うようにポンプ継手31によって回転軸38a, 38bが連結される。フロントポンプ21aおよびリアポンプ21bは、同一の構成を有し、斜板23aが駆動軸22に対して傾斜し、レギュレータを構成するサーボピストン27aによって傾斜角度が制御される可変容量ポンプである。油圧ポンプ20自体の発生する振動や騒音が低減されるので、ブラケット32に直接取付けることができる。



1

## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 回転軸に平行な複数のボアが円周方向に間隔をあけて形成されるシリンダブロックと、シリンダブロックの各ボア内を軸線方向に往復運動可能な複数のピストンと、シリンダブロックの回転軸線方向の一端側に配置され、各ピストンの先端が押し付けられ、シリンダブロックの回転軸に対して傾斜している斜板と、シリンダブロックの回転軸の他端側に配置され、各ボアに作動油を供給または排出させるための弁板とを備える  
10 斜板式油圧ポンプモータが一对設けられ、前記一对の斜板式油圧ポンプモータは弁板側同士がバルブブロックによって結合され、上下死点の位置を一致させたタンデム型構造のダブルポンプにおいて、各シリンダブロック内のピストン往復運動の位相が一致するように回転軸を連結することを特徴とする油圧ピストンポンプモータ。

【請求項2】 前記一对の油圧ポンプモータへは、共通吸入管路から分岐して作動油が供給され、各油圧ポンプモータから排出される作動油は、共通吐出  
20 管路に合流することを特徴とする請求項1記載の油圧ピストンポンプモータ。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は、建設機械や一般産業機械の油圧装置などで、ポンプやモータとして利用される斜板式の油圧ピストンモータの振動・騒音の低減を図る手段に関する。

## 【0002】

【従来の技術】 従来から、建設機械や一般産業機械の油  
30 圧装置には、図6に示すような油圧ピストンポンプ1が広く用いられている。そのような油圧ピストンポンプ1は、駆動軸2に対して傾斜した斜板3を有する可変容量型アキシャルポンプであり、駆動軸2に対する斜板3の傾斜角度を変化させることによってポンプとしての容量を変化させることができる。油圧ピストンポンプ1は、吸入側に作動油を圧入すれば、油圧アクチュエータとして回転し、モータとして動作することもできる。

【0003】 ポンプとしての作用は、駆動軸2によって  
40 回転駆動されるシリンダブロック4の円周方向に間隔をあけて形成されるボア内を往復運動可能なピストン5によって行われる。ピストン5の先端は、スリッパ6を介して斜板3の表面に押し付けられる。斜板3の傾斜角度はサーボピストン7によって制御される。駆動軸2が回転駆動されると、シリンダブロック4も回転駆動される。スリッパ6によって先端が斜板3の表面に押し付けられたピストン5は、斜板3の表面とシリンダブロック4の表面との間隔の変化に従って、シリンダブロック4内に形成されるボア内で往復運動を行う。駆動軸2は、軸受2a153によって支持されている。

2

【0004】 シリンダブロック4の他端側には、弁板8が設けられ、シリンダブロック4の回転とともに、バルブカバー9内に形成される油路を介して各ボアを作動油の吸入側および吐出側に順次接続する。ボア内をピストン5が運動する際に、ピストンが斜板3側に運動してボア内の空間の体積が増大するタイミングには、作動油が吸入される。ピストンが弁板8側に運動して、ボア内の空間の体積が減少するタイミングには、作動油が吐出される。このような斜板型アキシャルポンプがケーシング10内に収納され、軸継手11を介して駆動源に接続される。

【0005】 油圧ピストンポンプ1の取付けは、ブラケット12に対して取付ボルト13によって行われる。ブラケット12は架台となる共通台板14が設けられる装置本体15に対し、取付ボルト16によって固定される。

【0006】 近年、建設機械や一般産業機械においても、低振動化および低騒音化が必要となってきた。油圧装置を構成する機器類の中では、ピストンポンプが主たる振動や騒音の源となっている。ポンプの固有振動の伝搬経路は、図6の油圧ピストンポンプ1においては、ポンプ2→ブラケット12→共通台板14→装置本体15の順番である。

【0007】 装置本体15は、その面積が大きいので、油圧ピストンポンプ1から発生した振動や騒音が、より増大されて、ポンプ自体より大きな振動や騒音の2次的な源となる場合があり得る。さらに振動の共振現象が伴うと、振動や騒音はさらに有害となる。

【0008】 このような振動や騒音を抑制することについての先行技術としては、たとえば実開平2-115975がある。この先行技術では、ポンプを取付ける部分に、ゴムなどの弾性体による防振構造を形成する。図6においても、この先行技術の考え方を適用し、防振ゴム17および防振リング18が設けられ、振動源たる油圧ピストンポンプ1になるべく近い位置として、油圧ピストンポンプ1とブラケット12との間に防振構造を形成し、ポンプからの振動伝搬と2次的な振動の発生を防止している。

## 【0009】

【発明が解決しようとする課題】 図6の防振ゴム17や防振リング18による防振構造は、高価な材料を使用するので油圧装置などの製造コストを上昇させる。また防振構造で振動の伝搬は防止できたとしても、油圧ピストンポンプ自体の振動は抑制されず、軸継手11や配管類に振動を許容するフレキシビリティが求められる。このため高価かつ有限な寿命のホース類を使用する必要があり、油圧装置としてのコストをさらに上昇させる。また防振ゴム17など、弾性体を使用しなければならないので、その耐久性や経年変化などによって、油圧装置としての寿命が短くなり、信頼性が小さくなる。さらにポン  
50

ブ取付けの際に防振構造を形成しなければならないので、取付け工事の際の手間がかかり、取付け部分の嵩が大きくなる。

【0010】本発明の目的は、防振構造を使用しなくても低振動および低騒音化を達成することができる油圧ピストンポンプモータを提供することである。

【0011】

【課題を解決するための手段】本発明は、回転軸に平行な複数のボアが円周方向に間隔をあけて形成されるシリンドラブロックと、シリンドラブロックの各ボア内を軸線方向に往復運動可能な複数のピストンと、シリンドラブロックの回転軸線方向の一端側に配置され、各ピストンの先端が押し付けられ、シリンドラブロックの回転軸に対して傾斜している斜板と、シリンドラブロックの回転軸の他端側に配置され、各ボアに作動油を供給または排出させるための弁板とを備える斜板式油圧ポンプモータが一对設けられ、前記一对の斜板式油圧ポンプモータは弁板側同士がバルブブロックによって結合され、上下死点の位置を一致させたタンデム型構造のダブルポンプにおいて、各シリンドラブロック内のピストン往復運動の位相が一致するように回転軸を連結することを特徴とする油圧ピストンポンプモータである。また本発明は、前記一对の油圧ポンプモータへは、共通吸入管路から分岐して作動油が供給され、各油圧ポンプモータから排出される作動油は、共通吐出管路に合流することを特徴とする。

【0012】

【作用】油圧ポンプの振動・騒音の低減研究として、斜板式油圧ポンプが発生する振動および騒音を実測し、解析・検討した結果、後部すなわち弁板側端面から音が強く放射されていること、またその原因はポンプ全体が架台と同位相で軸線方向に剛体振動するためであることが判明した。

【0013】斜板式油圧ポンプの振動モデルとしては、図7に示すように、ポンプと架台とを4質点系でシミュレートすることができる。 $M_{cr}$ 、 $M_r$ 、 $M_c$ 、 $M_{cl}$ は、ポンプケーシング前部質量、ピストンおよび駆動軸の質量、シリンドラ質量、およびポンプケーシング後部質量をそれぞれ表す。 $K_r$ 、 $C_r$ は、駆動軸のころがり軸受のばね定数および減衰定数をそれぞれ表す。 $K$ 、 $C$ は、ピストンとシリンドラ間のばね定数および減衰定数をそれぞれ表す。 $C_c$ はピストンと弁板との間の減衰定数を表す。 $K_s$ 、 $K_c$ は、ブラケットおよびポンプケーシングのばね定数をそれぞれ表す。 $I_r$ 、 $I_r$ 、 $I_c$ 、 $I_{cl}$ は、ポンプケーシング前部、ピストンおよび駆動軸、シリンドラ、およびポンプケーシング後部の振動強度を表す。 $F$ は圧力脈動を表す。

【0014】図7のシミュレートに基づき、計算機による振動解析を実施した結果を図8および図9に示す。図8は、ピストンとシリンドラとの間に加わる圧力脈動を示す。図9は、振動加速度について破線でシミュレートの

結果の解析値、実で実測値をそれぞれ示し、これらの結果は、ほぼ一致することが判る。

【0015】この解析結果から、①ポンプ支持系が非対称のため、圧力脈動による内力がピストンとシリンドラに作用する際、この剛体振動を励起すること、②ポンプの主要な音響放射を低減するために圧力脈動をまず小さくする必要があること、③ポンプの支持部の剛性もまた重要な意味を持つことが判る。

【0016】本発明は、上記解析結果を踏まえて考案したものであり、対称型のタンデムポンプを使用し、前後ポンプのポンピング作用の位相を合わせることににより、内部の剛体振動をキャンセルして低騒音化を図るものである。

【0017】本発明に従えば、一对の斜板油圧ポンプモータが弁板側で相互に結合され、シリンドラブロック内のピストン往復運動の上下死点の位置が一致するようにバルブブロックで結合されたタンデム型構造のダブルポンプにおいて、各シリンドラブロック内のピストン往復運動の位相が一致するように、回転軸を連結する。その結果、発生する振動は相互に反対方向となり、相互に打消し合う。そのため低振動化および低騒音化が図られ、防振構造を用いなくても振動の伝搬や2次的な振動の発生を防ぐことができる。

【0018】また本発明に従えば、吸入および吐出口を合流し、一对の油圧ポンプモータが外部的には1つの油圧ポンプモータとして動作する場合には、一对の油圧ポンプモータが同一条件で動作するので、各油圧ポンプモータで発生する振動や騒音をほとんど等しくすることができ、打消し合って外部に対する振動や騒音の発生を著しく抑制することができる。

【0019】

【実施例】図1は、本発明の一実施例による油圧ポンプ20の構成を示す。油圧ポンプ20は、フロントポンプ21aおよびリアポンプ21bが駆動軸22の軸線を通し、前後に直列に接続されて形成される。フロントポンプ21aおよびリアポンプ21b内の構成は、基本的に同一であり、対応する部分には同一の参照番号を付し、添え字aおよびbによって区別する。構成要素を総称するときには、参照符号のみを用いる。

【0020】フロントポンプ21aおよびリアポンプ21bは、ともに可変容量形アキシャルポンプである。容量を変化させるために、斜板23aが設けられ、駆動軸22に対して傾斜している。駆動軸22の軸線上には、シリンドラブロック24a、24bが設けられる。シリンドラブロック24aには円周方向に間隔をあけて複数のボアが形成され、各ボア内をピストン25aが駆動軸22の軸線に平行な軸線方向に往復運動可能である。ピストン25aの先端は、スリッパ26aを介して斜板23aの表面に押し付けられている。斜板23aの傾斜角度は、レギュレータを形成するサーボピストン27aによ

って制御される。

【0021】シリンダブロック24a, 24bの各ボア内への作動油の供給と排出とは、弁板28a, 28bを介してそれぞれ行われる。弁板28a, 28bには、バルブブロック29を介して作動油が供給または排出される。フロントポンプ21aおよびリアポンプ21bは、それぞれケーシング30a, 30b内に構成される。

【0022】フロントポンプ21aおよびリアポンプ21bは、ポンプ継手31によって相互に連結される。油圧ポンプ20全体としては、ブラケット32に取付ボルト33を介して取付けられる。ブラケット32は、共通台板34が設けられる油圧装置などの装置本体35に取付ボルト36によって固定される。ポンプ継手31が結合するフロントポンプ21aおよびリアポンプ21bの回転軸38a, 38bは、後述するようにスプラインが設けられており、回転位相の調整が可能である。

【0023】図2は、回転軸38およびシリンダブロック24に設けられるスプラインの状態を示す。図2

(A)に示すように、回転軸38には、シリンダブロック24と結合するオススプライン40と、ポンプ継手31と結合するオススプライン41が形成されている。図2(B)に示すように、シリンダブロック24には、複数のボア42が円周方向に間隔をあけて形成される。中心には、回転軸38のオススプライン40に対応するメススプライン44が形成される。回転軸38のオススプライン40は、シリンダブロック24のメススプライン44に嵌合する。回転軸38のオススプライン41は、ポンプ継手30に形成されるメススプラインに嵌合する。各ポンプ21a, 21bの基準とする1つのシリンダボア42に各スプラインの位相を合わせて加工し、各ポンプ21a, 21bのボア42穴の位置を合わせて組立てることによって、各シリンダブロック24a, 24b内のピストン25の往復運動の位相を一致させることができる。また、スプライン加工の位相を任意に加工した場合においても、下記の方法で位相を合わせることも可能である。

【0024】本実施例では、ボア42が等間隔に9個形成され、オススプライン40およびメススプライン44は等間隔に20個形成され、オススプライン41は等間隔に17個形成される。これらの9, 20, 17の数値は、互いに共通な約数を持たない素数関係にあり、ポンプ継手31およびシリンダブロック29の噛み合わせの変更によってフロントポンプ21aおよびリアポンプ21bの位相合わせを精密に行うことができる。すなわちスプラインの歯数が20および17であるので、 $20 \times 17 = 340$ で1周期の $40^\circ$ を割った商の $0.118^\circ$ の刻みで位相合わせが可能となる。たとえば図2(B)のように、1番上の部分でボア42とスプライン溝44との位置を合わせておくと、時計まわりに9番目のメススプライン44と4番目のボア42との位相差は3.6

$36^\circ$ となり、この刻みでボア42に対するスプライン溝44の位相差を調整することができる。また図2

(A)に示すスプライン溝41は、時計まわりで3番目のスプライン溝41と図2(B)に示す時計まわりで2番目のボア42との位相差が $2.000^\circ$ となり、以下この基準で位相差を調整することができる。両方の調整を組合わせれば、前述のように $0.118^\circ$ を単位として位相差を調整することができる。

【0025】図3は、図1のシリンダブロック29内部に形成される作動油の通路を示す。共通吸入ポート50から吸入される作動油は吸入路51a, 51bに分歧して、弁板28a, 28bにそれぞれセットする。弁板28a, 28bから送出される作動油は、吐出路52a, 52bからそれぞれ排出される。このように別個の出口ポートとしての52a, 52bから吐出される作動油は、別々の用途に使用することができる。

【0026】図4は、本発明の他の実施例のバルブブロック59の構成を示す。本実施例は図1に示す実施例に類似し、対応する部分には同一の参照符を付す。注目すべきは、吐出路52a, 52bが、共通吐出ポート60に合流することである。バルブブロック59を用いれば、フロントポンプ21aおよびリアポンプ21bは、外部的には一体のポンプとして動作し、吐出圧などの動作条件は同一となる。このため、各シリンダブロック24a, 24bから発生する振動もほとんど同一となり、方向のみが反対となるので、打消し合って発生レベルを異常に小さく低減することができる。

【0027】図5は、図1の実施例による位相合わせの考え方を示す。図5(1)に示すように、フロントポンプ21aの吐出圧は、ボア42が等間隔に9個形成されているので、駆動軸22の $40^\circ$ 度回転毎に圧力変動が生じる。図5(2)に示すように、リアポンプ21bの吐出圧がフロントポンプ21aの吐出圧に比較して $x$ 度の位相遅れがあれば、前述のスプラインの噛み合わせ位置をずらす調整によって、位相を進めてタイミングを合わせることができ、シリンダブロック24a, 24bの振動が相互に打消されて外部に伝達される振動および騒音を低減することができる。以上の各実施例では、油圧ポンプ20について説明しているけれども、斜板式油圧ポンプは、油圧モータのような回転式アクチュエータとしても使用することができ、このような使い方で同様に振動や騒音の発生を低減することができる。

【0028】また、斜板23の傾斜角度が固定される固定容量型であってもよい。

【0029】

【発明の効果】以上のように本発明によれば、一對の斜板式油圧ピストンモータポンプを軸線方向で対向させ、発生する振動を相互に打消し合うようにすることができるので、油圧ピストンポンプ自身の低振動化および低騒音化を達成することができる。これによって、本発明の

7

油圧ピストンポンプモータを油圧装置などに取付ける際には、特に防振構造を設けなくても十分に軸方向振動を低減することができる。防振構造を設けないので、防振材としてのゴム材料などによる寿命の短縮や信頼性の低下がない。

【0030】また一般に、1つの大容量の油圧ポンプモータと、その半分の容量の一对の油圧ポンプモータを構成する場合とを比較すると、小容量のポンプを利用する方が量産効果などによって、かえって製造コストが低減される場合もあり得る。また小形のダブルポンプなどの

方が高速で運転することができるので、大形のシングルポンプに比較して重量が小さくなることは周知である。

【0031】また本発明によれば、一对の油圧ポンプモータは全体として1台のポンプとして動作するので、各油圧ポンプモータにおける振動発生条件が一致し、打消しによる低減効果を増大させることができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施例の構成を部分的に切欠いて示す正面図である。

【図2】図1の実施例の回転軸およびシリンダブロックの側面図である。

【図3】図1の実施例のバルブブロックの簡略化した正面図である。

【図4】本発明の他の実施例によるバルブブロックの簡略化した正面図である。

【図5】図1の実施例のフロントポンプ吐出圧およびリアポンプ吐出圧の時間変化を示すグラフである。

8

【図6】従来からの油圧ピストンポンプの構成を部分的に切欠いて示す正面図である。

【図7】斜板式油圧ポンプの振動解析用4質点系シミュレートモデルを示すブロック図である。

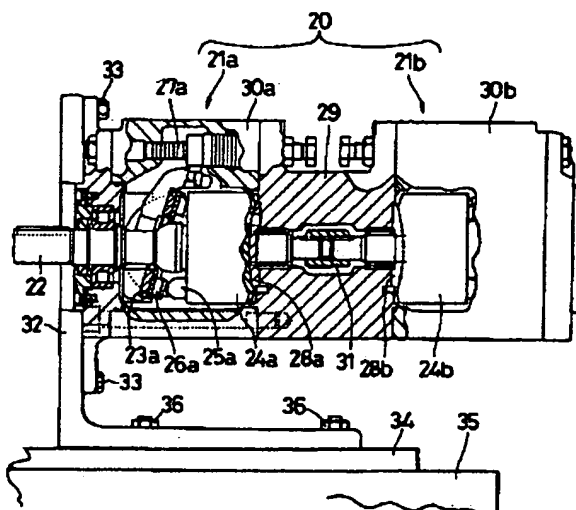
【図8】図7のモデルへの入力波形を示すグラフである。

【図9】図7のシミュレート波形と実測波形とを、破線と実線とでそれぞれ示すグラフである。

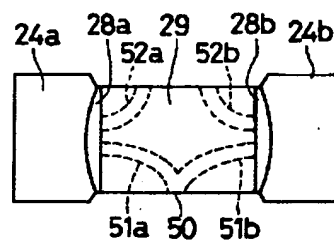
【符号の説明】

- 20 油圧ポンプ
- 21a フロントポンプ
- 21b リアポンプ
- 22 駆動軸
- 23a 斜板
- 24a, 24b シリンダブロック
- 25a ピストン
- 28a, 28b 弁板
- 29, 59 バルブブロック
- 31 ポンプ継手
- 32 ブラケット
- 35 装置本体
- 38, 38a, 38b 回転軸
- 40, 41 オススプライン
- 44 メススプライン
- 42 ボア
- 50 共通吸入ポート
- 60 共通吐出ポート

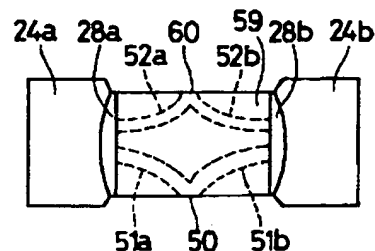
【図1】



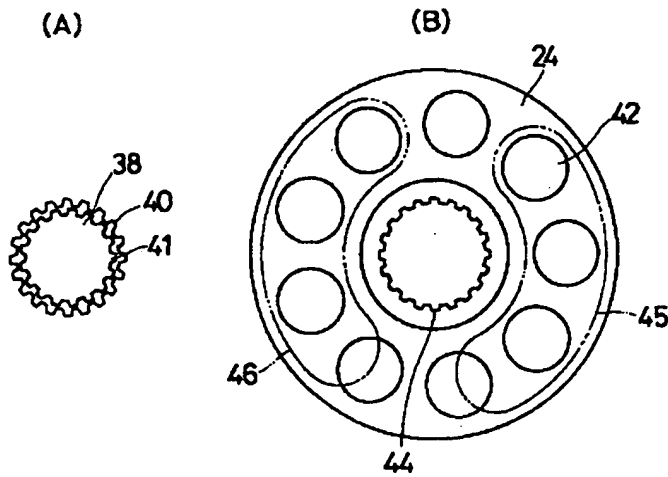
【図3】



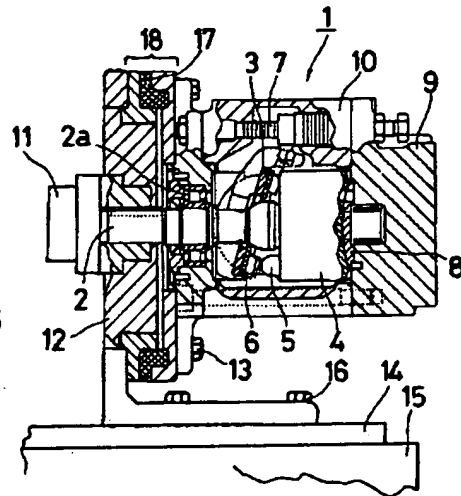
【図4】



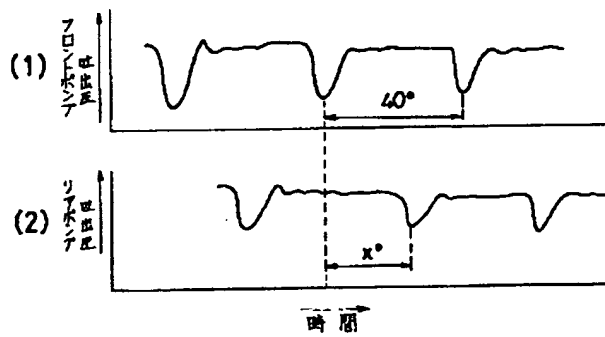
【図2】



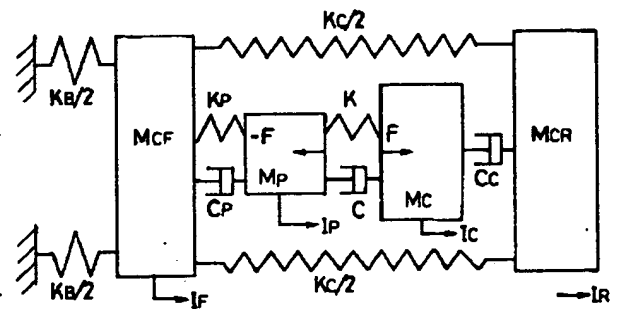
【図6】



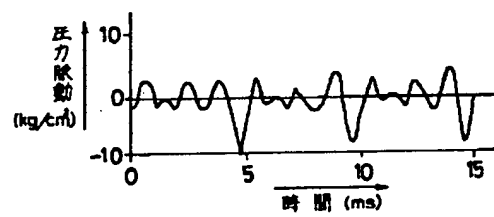
【図5】



【図7】



【図8】



【図9】

